

ESTUDIO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO MEDIANTE SIMMECHANICS

José Luis Torres^{1*}, Javier López^{2*}, Antonio Giménez^{2†}, Francisco Rodríguez³

1-Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Almería, España, email: {jltmoreno^{1*}, javier.lopez^{1*}, agimfer^{2†}}@ual.es

2-Área de Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad de Almería, España, email: frrodrig³@ual.es

Palavras chave: vehículo eléctrico, dinámica, simulación, modelado.

Resumen

La introducción de sistemas de propulsión eléctricos en automóviles está contribuyendo a reducir el consumo de combustibles fósiles y optimizar la eficiencia de los nuevos vehículos. En este trabajo se analiza y simula el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico. Se modela el vehículo a partir de un prototipo tridimensional del mismo que permite la obtención de los datos relativos a masas e inercias de sus componentes, así como las relaciones cinemáticas existentes entre ellos. Después se introducen en la herramienta para el análisis de sistemas multicuerpo SIMMECHANICS. Los resultados obtenidos, han permitido validar el modelo teniendo en cuenta las fuerzas aplicadas al vehículo y analizar el comportamiento en situaciones de aceleración, marcha a velocidad constante y diferentes maniobras de giro. Una vez validado el modelo, se analiza el efecto de la implementación de un nuevo reparto de masas en el vehículo, alternativo al que presentan la mayoría de los vehículos eléctricos desarrollados hasta ahora, y se realizan simulaciones bajo esta nueva premisa. La principal aportación de este trabajo radica en la obtención de un modelo en el que se puede simular el comportamiento dinámico del vehículo eléctrico al completo bajo distintas configuraciones, y de una forma sencilla y modular. Gracias a este modelo se ha conseguido simular el efecto de una propuesta de mejora, obteniendo resultados satisfactorios. Además, dada la integración del modelo en entorno MATLAB se pueden incorporar sistemas de control como navegación autónoma, ayuda a la frenada o control de estabilidad entre otros.

1. Introducción

El vehículo eléctrico se está convirtiendo en un referente en nuestros días. En los últimos años, los gobiernos están adoptando políticas encaminadas a apoyar iniciativas que contribuyan a su desarrollo. El cambio climático y el agotamiento de las fuentes de energía procedentes del carbón y el petróleo están provocando la utilización de otros recursos energéticos renovables y no contaminantes. En proyectos de vehículos eléctricos, el modelado y simulación por ordenador se puede utilizar para reducir el coste y la duración del proceso de diseño, permitiendo realizar ensayos de distintas configuraciones y estrategias de gestión de la energía antes de iniciar la construcción de prototipos. Por eso resulta interesante estudiar los parámetros dinámicos que determinan el comportamiento de este tipo de vehículos, teniendo en cuenta que su propulsión es llevada a cabo por un sistema de transmisión eléctrico, a diferencia del tradicional motor de combustión interna. Este cambio, conlleva a la modificación de ciertos parámetros de diseño tales como la cadena cinemática del sistema de propulsión, el emplazamiento de las baterías (en algunos vehículos supone hasta el 40% del total de su peso), etc. que afectan notablemente en el comportamiento del vehículo.



Figura 1: Vehículo eléctrico

Este problema ha sido abordado desde un enfoque de modelado orientado a objetos. Así, Silva et al. [1], proponen un modelo realizado mediante DYMOLA, una herramienta de modelado orientado a objetos basado en lenguaje Modelica [2], haciendo uso de una biblioteca específica de Sistemas Multicuerpo. Como complemento para la implantación de las técnicas Multibody se utiliza la técnica Bond-Graph, cuya librería para su integración en Modelica se presenta en [3]. Da Fonte et al. plantean un modelo que basado en las fuerzas aplicadas al vehículo permite observar el comportamiento del sistema de potencia eléctrico en situaciones de inicio de marcha, aceleración y frenado [4]. Lechowicz y Zimon presentan un sistema de control PI de velocidad que determina la corriente y la demanda de velocidad del motor de corriente continua del vehículo en función de los requerimientos [5].

En este trabajo se realiza un modelo que permite analizar el comportamiento dinámico del vehículo eléctrico disponible en el laboratorio de Mecatrónica de la Universidad de Almería, extrapolable a la aplicación en otros vehículos eléctricos de similares características. La herramienta software para la formulación y análisis de este sistema, considerado como un sistema multicuerpo, es

SIMMECHANICS, una toolbox de MATLAB, basada en diagramas de bloques modular, lo que permite una fácil escalabilidad y flexibilidad a la hora de ampliar y combinar este modelo con otros. Una vez validado el modelo, se propone una modificación en la configuración del vehículo, consistente en un reparto de masas diferente al original debido a la colocación de las baterías distribuidas sobre cada una de las ruedas, en lugar de la configuración típica en la que se sitúan concentradas en la zona central del vehículo, y se analizan los resultados desde un punto de vista eminentemente mecánico.

2. Modelado

2.1. Dinámica longitudinal

Para modelar el vehículo se analizan las fuerzas que actúan sobre el comportamiento del vehículo y se establece un equilibrio de esfuerzos. Para ello es necesario identificar y definir las fuerzas aplicadas al mismo. Se han considerado cuatro fuerzas principales que afectan a la dinámica del vehículo. Asumiendo que la masa del vehículo es M , las fuerzas que se oponen a su movimiento son la fuerza de rozamiento aerodinámico (F_{ra}), la fuerza de fricción estática (F_{fe}), la fuerza de rozamiento viscoso (F_{rv}) y el peso dependiendo de la pendiente (F_{xpeso}) [6],[7].

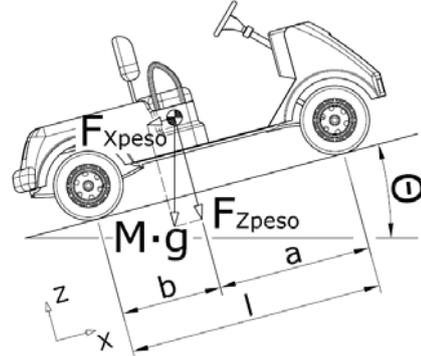


Figura 2: Dinámica longitudinal

Estas fuerzas actúan en dirección X y en sentido opuesto al del movimiento. A continuación se analizan las leyes por las que se rigen dichas fuerzas:

Fuerza de fricción estática F_{fe} : Viene determinada por la ecuación (1). Ésta sólo depende del coeficiente estático de fricción (μ_e) y del peso. El coeficiente de fricción estática varía con la superficie de contacto. En este trabajo se considera un caso típico de neumáticos de caucho sobre una superficie asfaltada seca.

$$F_{fe} = M \cdot g \cdot \mu_e \quad (1)$$

Fuerza de rozamiento viscoso F_{rv} : Esta fuerza es la producida por la masa de fluido (aire) que se opone al movimiento del vehículo, y es proporcional a la velocidad de éste. Considerando regímenes de velocidad adecuados a su categoría, esta fuerza definida en (2) dependerá de la velocidad lineal de marcha del vehículo (v) y del coeficiente de Stokes (k_s) resultante del contacto entre la carrocería y el aire.

$$F_{rv} = k_s \cdot v \quad (2)$$

Fuerza de resistencia aerodinámica F_{ra} : Cuando el vehículo se encuentra en movimiento, éste mueve a su vez a una masa de fluido. Este fluido es el responsable de la fuerza de frenado conocida como fuerza de resistencia aerodinámica. Depende de la densidad del fluido (ρ), el coeficiente de resistencia específica del vehículo (c_d), el área frontal del vehículo (A_f) y la velocidad del vehículo (v). Los valores de la densidad del aire, el coeficiente de fricción y el área frontal están han sido extraídos de [6]. Se asume un valor de coeficiente específico de resistencia del vehículo a partir de datos de vehículos de características similares. El cálculo de la densidad del aire se deduce de la ecuación (3) y el área frontal de (4).

$$\rho = 1.225 \cdot \left(\frac{P_{atm}}{101.325}\right) \cdot \left(\frac{288.16}{273.16 + T_r}\right) \quad (3)$$

Donde P_{atm} representa la presión atmosférica en kPa y T_r la temperatura del aire en °C.

$$A_f = 1.6 + 0.00056(M - 765) \quad (4)$$

El área A_f viene determinada en m^2 y la masa M en kg. Combinando las ecuaciones (3) y (4) se obtiene la fuerza de rozamiento aerodinámico [5].

$$F_{ra} = \frac{\rho \cdot c_d \cdot A_f \cdot (v)^2}{2} \quad (5)$$

Fuerza debida al peso F_{Xpeso} : El peso del vehículo tiene una gran importancia en las características dinámicas del modelo. Para el vehículo en estudio, se calcula el valor correspondiente a la componente horizontal del peso que afecta al comportamiento del vehículo cuando éste se encuentra en un plano inclinado un ángulo θ mediante la siguiente expresión:

$$F_{Xpeso} = M \cdot \sin(\theta) \quad (6)$$

La fuerza de resistencia total (F_{RT}) aplicada al movimiento del vehículo es la suma de las fuerzas que se han presentado. Por tanto, sumando las expresiones (1), (2), (5) y (6) se tiene que:

$$F_{RT} = F_{fe} + F_{rv} + F_{ra} + F_{Xpeso} \quad (7)$$

Respecto del deslizamiento de la rueda, es importante tener en cuenta que depende del coeficiente de adhesión entre la rueda y el suelo. Las simulaciones se realizan considerando principalmente los valores correspondientes a asfalto seco y húmedo. Algunos de estos parámetros se pueden consultar en la tabla 1:

Tabla 1: Constantes en la dinámica longitudinal

Parámetro	Valor
Coefficiente de rozamiento aerodinámico	0.33
Coefficiente de Stokes	0.8
Coefficiente de fricción estática	0.05
Temperatura ambiente (°C)	25
Presión atmosférica (kPa)	105

En el sistema de control implementado se compara la velocidad a la que circula el vehículo con la velocidad deseada, y se aplica una ganancia proporcional para obtener la fuerza que debe aportar el motor para

conseguir esta velocidad teniendo en cuenta, además de la inercia propia del vehículo, las fuerzas descritas anteriormente consideradas perturbaciones. Este esquema se corresponde con el siguiente lazo de control en bucle cerrado:

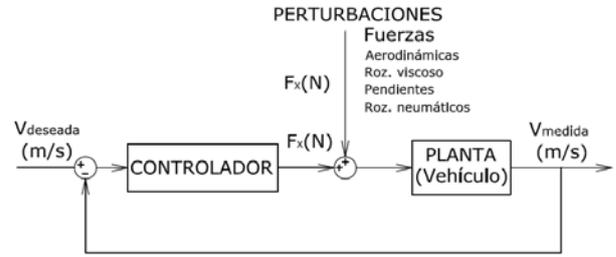


Figura 3: Lazo de control

2.2. Dinámica lateral

Cuando el vehículo toma una curva se producen una serie de esfuerzos como consecuencia de la aceleración centrífuga, que da lugar a unos momentos y fuerzas localizadas en puntos muy concretos de su estructura. En este modelo se analizan en el momento de balanceo y las reacciones producidas en las ruedas, y cómo estas fuerzas dan lugar a fuerzas de empuje lateral. Los convenios adoptados para el cálculo de la fuerza lateral en cada rueda se muestran en siguiente figura:

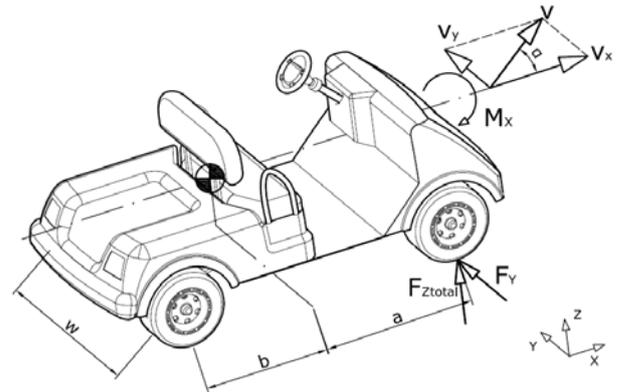


Figura 4: Dinámica lateral

Con:

- v_x, v_y , Componentes X e Y de la velocidad del vehículo
 - M_x , Momento de balanceo (alrededor del eje X)
 - α , Ángulo de giro
 - w , Ancho del vehículo
 - a , Distancia del centro de gravedad al eje delantero
 - b , Distancia del centro de gravedad al eje trasero
 - F_z , reacción vertical en la rueda objeto de estudio
 - F_y , Fuerza lateral resultante en dicha rueda.
- El valor de F_y se obtiene a partir de la siguiente expresión [6]:

$$F_y = (-a_1 \cdot F_z + a_2 \cdot F_z^2) \cdot \alpha \quad (8)$$

Donde a_1 y a_2 representan los coeficientes proporcional y cuadrático del modelo de neumático no-lineal respectivamente.

F_z a su vez se compone de la suma de la fuerza vertical, resultado de la reacción ante el momento de balanceo

F_{Zroll} , y de la reacción producida por el efecto del peso del vehículo F_{Zpeso} . Por tanto:

$$F_Z = F_{Zroll} + F_{Zpeso} \quad (9)$$

Para calcular F_{Zroll} se procede a realizar un equilibrio de esfuerzos en el plano YZ del eje correspondiente. Según el esquema de la figura 3, al tomar una curva a izquierdas se produce una reacción en las ruedas derechas que obtiene a partir de dicho equilibrio de esfuerzos, como se muestra en la siguiente figura:

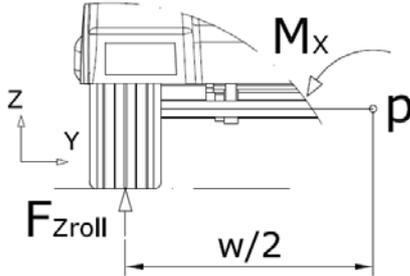


Figura 5: Equilibrio de fuerzas en el plano YZ

Tomando momentos en el punto medio del eje correspondiente (p) se tiene:

$$\sum M_p = 0 \quad (10)$$

$$\rightarrow M_X - F_{Zroll} \cdot \frac{w}{2} = 0 \quad (11)$$

$$\rightarrow M_X = F_{Zroll} \cdot \frac{w}{2} \quad (12)$$

$$\rightarrow F_{Zroll} = \frac{2 \cdot M_X}{w} \quad (13)$$

Con:

$$M_X = K_i \cdot \varphi \quad (14)$$

Siendo K_i las constantes elásticas de los resortes de la suspensión correspondientes en cada caso (K_s para la masa suspendida y K_u para la masa no suspendida) y φ el ángulo de balanceo medido por el sensor correspondiente. Por tanto, finalmente se tiene que la fuerza vertical de reacción ejercida en una rueda por el hecho de la aceleración centrífuga se obtienen a partir de la suma de los momentos sobre el eje X producidos tanto por la masa suspendida como por la masa no suspendida, con lo que sustituyendo en (13) se tiene:

$$F_{Zroll} = 2 \cdot \varphi \left(\frac{K_u + K_s}{w} \right) \quad (15)$$

Hay que tener en cuenta que para una F_{Zroll} determinada en una rueda de un eje, existe otra igual y de signo contrario en la rueda opuesta de ese eje.

Por otro lado, para calcular F_{Zpeso} se procede a realizar un equilibrio de esfuerzos en el plano XZ del lado correspondiente a la rueda objeto de estudio. En este caso, las fuerzas actuantes son aquellas que tienen que ver

con el reparto de masas, como se muestra en la siguiente figura:

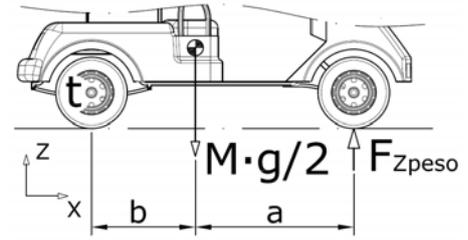


Figura 6: Equilibrio de fuerzas en el plano XZ

Tomando momentos con respecto a la rueda trasera (t) se tiene:

$$\sum M_t = 0 \quad (16)$$

$$\rightarrow F_{Zpeso} \cdot (a + b) - \frac{M}{2} \cdot b = 0 \quad (17)$$

$$\rightarrow F_{Zpeso} \cdot (a + b) = \frac{M}{2} \cdot b \quad (18)$$

$$\rightarrow F_{Zpeso} = \frac{M \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (19)$$

Con todo esto, sustituyendo en (8) se puede obtener en cada momento la fuerza lateral aplicada sobre cada una de las ruedas, en función del ángulo de de la dirección de forma directamente proporcional. Además, dado que el momento calculado en (14) depende de φ , y éste a su vez de la velocidad, cabe destacar que esta fuerza será tanto mayor cuanto mayor sea la velocidad a la que circule el vehículo.

3. Prototipo virtual

En primer lugar se realiza el modelo tridimensional del vehículo completo. Inicialmente se realiza un modelo que reproduce con fidelidad al prototipo físico disponible en el laboratorio.



Figura 7: Prototipo virtual

Una vez elaborado el modelo tridimensional se exporta a ficheros de intercambio compatibles los componentes que se han considerado que tienen una mayor repercusión sobre el comportamiento del vehículo desde el punto de vista de su dinámica, despreciando aquellos que no contribuyen al mismo. Estos ficheros son importados en

Solidworks, el cual está ligado a Matlab mediante el complemento “Simmechanics link”. El proceso de intercambio de información entre Solidworks y Matlab es el siguiente:

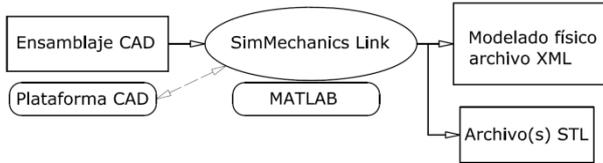


Figura 8: Exportación a software de análisis de sistemas multicuerpo

Como se puede observar en la siguiente figura, el modelo consta de 6 grandes bloques, que a su vez contienen diferentes subsistemas. Cuatro de ellos se corresponden con cada una de las ruedas del vehículo, mientras que los otros dos pertenecen a la carrocería y a los ejes respectivamente:

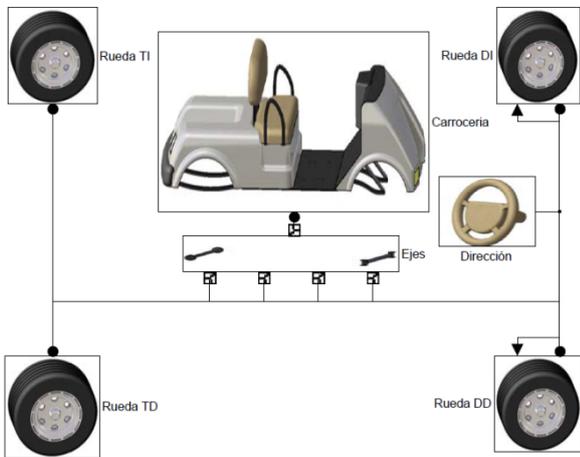


Figura 9: Implementación del modelo del sistema multicuerpo

4. Simulación

4.1. Maniobra de cambio de carril

El vehículo, a una velocidad constante de 10m/s, realiza un cambio de carril como el que se muestra en la figura de abajo:

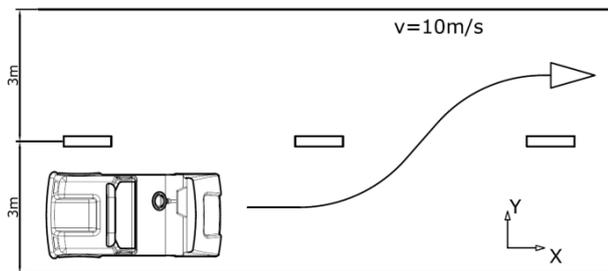


Figura 10: Maniobra de cambio de carril

La señal introducida al sistema de dirección para que el vehículo realice esta trazada es la mostrada en la figura 11, mientras que en la figura 12 se muestra la trayectoria seguida por el vehículo. Por último, en la figura 13 se muestra el movimiento de balanceo que sufre la masa suspendida del vehículo.

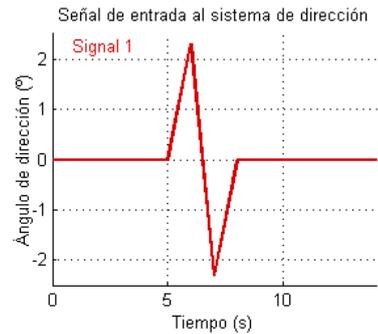


Figura 11: Señal de entrada al sistema de dirección



Figura 12: Trayectoria seguida según ambas configuraciones

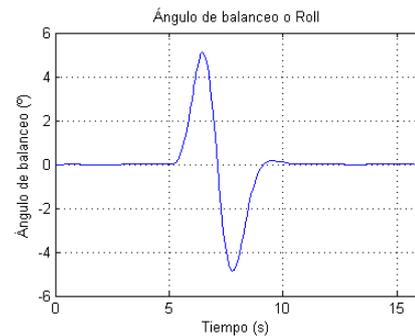


Figura 13: Ángulos de balanceo según ambas configuraciones

4.2. Subvirador, sobrevirador o neutro

Se somete al vehículo a un régimen de velocidad con aceleración constante, manteniendo también constante el ángulo de dirección en un valor de 2°, bajo tres configuraciones distintas. Como se puede observar en la siguiente figura, se analiza el comportamiento sobrevirador, neutro o subvirador en función de las distintas configuraciones:

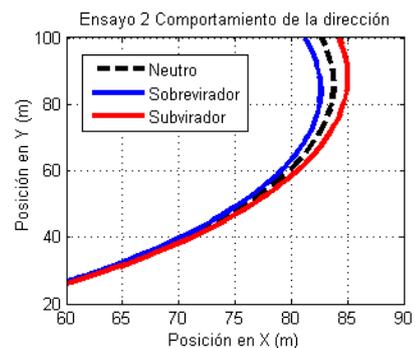


Figura 14: Comportamiento sobrevirador, subvirador o neutro

No existe un criterio que permita determinar cuál de las tres configuraciones es la más adecuada, ya que depende del tipo de conducción que se persiga y de la aplicación del vehículo [7].

4.3. Dinámica longitudinal

Se somete al vehículo a una velocidad un aumento de velocidad a aceleración constante hasta alcanzar un valor de 10 m/s. Se analiza cómo evolucionan las fuerzas de resistencia a medida que se alcanza dicha velocidad, así como el valor de la fuerza de propulsión que debe ser aportado al vehículo para que se satisfagan los requisitos. Además, se produce un cambio de pendiente a en el instante $t=6s$. A continuación se muestran los resultados del ensayo, para la siguiente señal de entrada de velocidad:

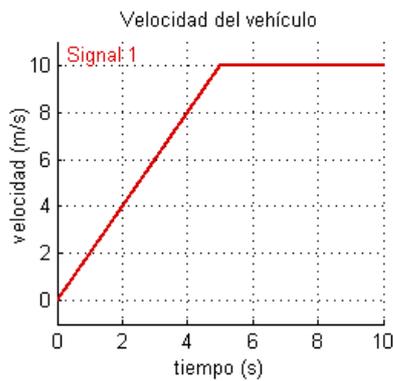


Figura 15: Señal de entrada de velocidad

En la siguiente figura se observa la evolución temporal de la velocidad, la fuerza de tracción aplicada, y las fuerzas de resistencia generadas:

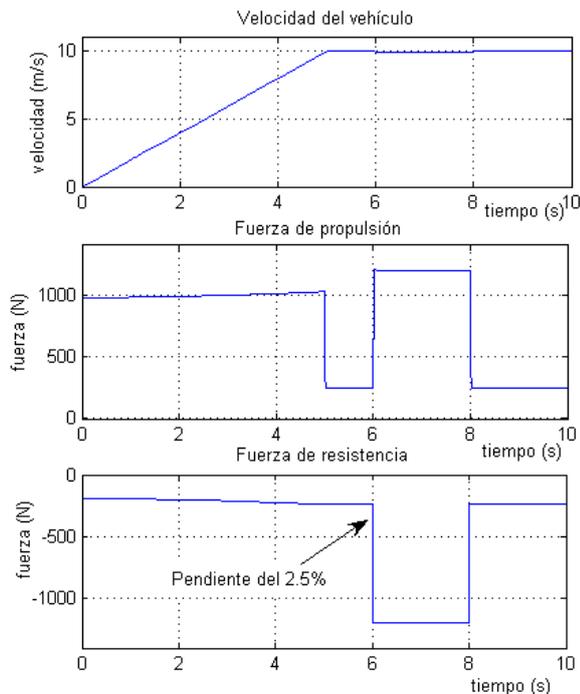


Figura 16: Velocidad, propulsión y resistencia

En la figura 17 se puede observar el comportamiento de cada una de las fuerzas por separado. La *fuerza de resistencia aerodinámica* evoluciona según el cuadrado de la velocidad. No obstante, dado el régimen de velocidades a los que

será sometido el vehículo en su uso habitual, esta fuerza no representa una resistencia significativa. La *fuerza de resistencia por rozamiento viscoso* aumenta de forma lineal con la velocidad, pero no representa una resistencia al avance con influencia significativa sobre el comportamiento del vehículo. La *fuerza de resistencia por cambios de pendiente* es aquella a la fuerza a la que el vehículo se ve sometido por el hecho de afrontar una pendiente del 2.5%. Como se observa en la figura, supone el mayor componente de resistencia al avance con el que se encuentra vehículo. La *fuerza de resistencia por fricción estática* supone una considerable fuerza de resistencia, que es constante a lo largo del tiempo, ya que no depende de la velocidad, sino que es función exclusivamente del peso y de los coeficientes de fricción de los neumáticos, como se expresó en (1).

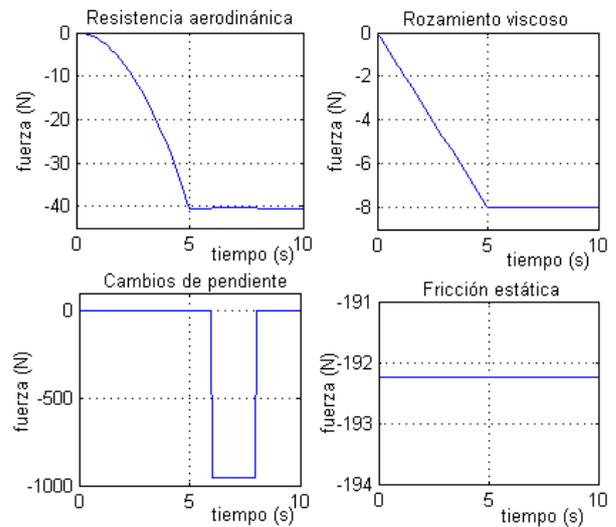


Figura 17: Fuerza de resistencia aerodinámica

4.4. Determinación de las condiciones de vuelo

Se hace tomar una curva al vehículo en tres regímenes de velocidad distintos, bajo una consigna de dirección determinada, común para los tres casos. Se observan los resultados.

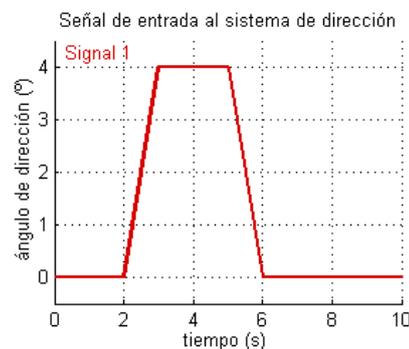


Figura 18: Señal de entrada a la dirección

En la figura 19 se observan las trayectorias seguidas bajo las tres hipótesis, mientras que en la figura 20 se pueden apreciar los ángulos de balanceo que sufre el vehículo bajo cada una de las configuraciones del ensayo.

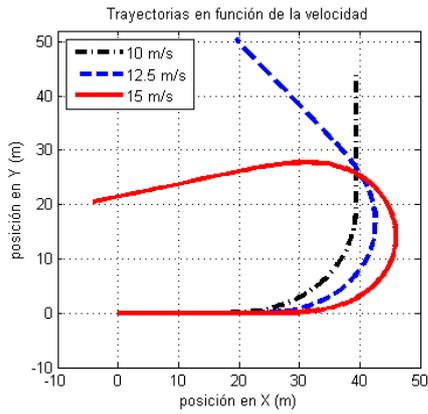


Figura 19: Trayectorias seguidas

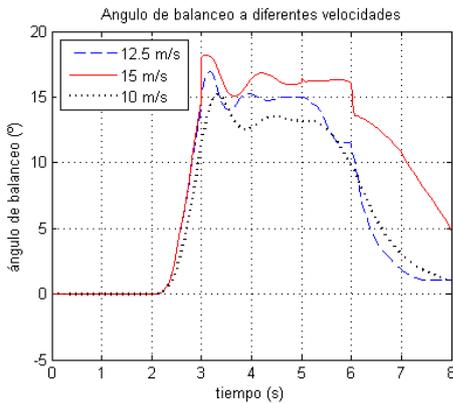


Figura 20: Ángulos de balanceo

A partir de 15° se considera un valor del ángulo de balanceo excesivo, con lo que la realización de esta maniobra a 15 m/s desencadena un grave riesgo de vuelco del vehículo [8].

5. Mejora propuesta

Sobre el modelo validado presentado en los apartados anteriores, se incorporan unas modificaciones, cuyo impacto pretende ser calculado, con objeto de determinar en qué modo repercuten en el comportamiento del vehículo. En la siguiente imagen se puede apreciar una comparativa entre un modelo con la disposición de las baterías que presenta el vehículo actualmente, y una propuesta de mejora con una nueva distribución de las mismas.

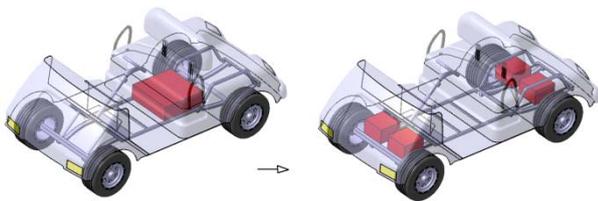


Figura 21: Modificación propuesta

Se vuelve a realizar el ensayo de cambio de carril desarrollado en el apartado 4.1 En la figura 22 se representan comparativamente las trayectorias seguidas tanto por el vehículo con su configuración original como por el vehículo con la propuesta de mejora, en la que se colocan las baterías distribuidas en torno a cada una de las ruedas.

En la figura 23 se pueden observar los ángulos de balanceo que sufre cada uno de los modelos.

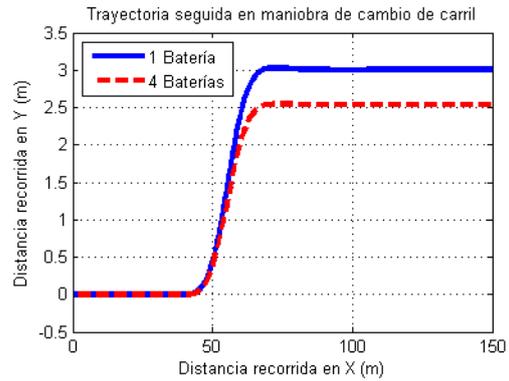


Figura 22: Comparativa de trayectorias seguidas

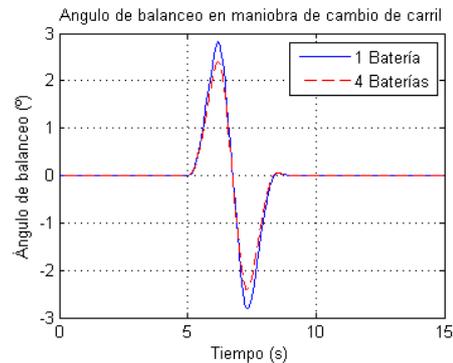


Figura 23: Comparativa de ángulos de balanceo

Como se puede observar, el comportamiento mejora notablemente con la segunda de las configuraciones, es decir, el reparto de la masa de las baterías en cuatro puntos distintos. Al estar más alejados del eje de balanceo aumentan la inercia de la masa suspendida, con lo que ante una misma entrada al sistema de dirección, a igualdad de velocidad, el vehículo reacciona de forma más rápida y además se balancea menos, aumentando la sensación de confort, la estabilidad y en consecuencia la seguridad del vehículo.

6. Conclusiones

Se ha elaborado un modelo que permite analizar el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico, de una forma fácil, modular y económica. Se ha presentado una herramienta que permite obtener las ventajas que ofrecen los software CAD, para exportarlas a entornos de trabajo más idóneo en el campo de la simulación, que simplifica notablemente la elaboración de dicho modelo. Una vez que se obtiene el modelo se han realizado ensayos en los que se determina el comportamiento dinámico del vehículo en una maniobra de cambio de carril. Además, se pueden observar los efectos de las distintas configuraciones en el sistema de suspensión para conseguir un vehículo sobrevirador, subvirador o neutro. Por otro lado, se puede analizar de forma pormenorizada el efecto de las fuerzas de resistencia, y cómo repercuten en la demanda energética solicitada al motor eléctrico. También se han analizado varias formas de conducción, para determinar en qué condiciones se puede incurrir en

maniobras de riesgo por peligro de vuelco. Una vez validado el modelo, ha sido posible comprobar el efecto de la introducción de modificaciones en el diseño prototipo. Uno de los aspectos destacables radica en la importancia que en el reparto de masas adquiere la incorporación en el vehículo de un componente que no estaba presente hasta ahora en los vehículos convencionales como son las baterías. Este componente va a desempeñar un papel fundamental en el desafío de hacer de los vehículos futuros un medio de transporte más seguro y eficiente desde el punto de vista dinámico. Desde este trabajo se ha propuesto una modificación en la distribución del peso de las baterías con respecto a la que presenta el modelo inicial que mejora la estabilidad, ya que aumenta la inercia con respecto al eje longitudinal. Por último, mencionar que dada la modularidad del modelo, éste queda abierto para la continuación en investigación acerca de mejoras en el sistema de propulsión, inclusión de fuentes de energía alternativas, sistemas de navegación autónoma, asistencia a la frenada, etc.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado con el Proyecto del Plan Nacional DPI2010-21589-C05-04 del Ministerio de Ciencia e Innovación y Fondos FEDER.

Referencias

- [1] LI Silva, GA Magallan, CH De Angelo and GO García, "Vehicle dynamics using multi-bond graphs: Four wheel electric vehicle modeling," in *Industrial Electronics, 2008. IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE*, 2008, pp. 2846-2851.
- [2] FE Cellier, *Continuous System Modeling*. New York etc.: Springer-Verlag, 1991.
- [3] D Zimmer, "A modelica library for multibond graphs and its applications in 3d-mechanics," Master's thesis, ETH Zurich, 2006.
- [4] JM da Fonte Terras, A Neves, DM Sousa and A Roque, "Modelling and simulation of a commercial electric vehicle," in *Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2010 13th International IEEE Conference on*, 2010, pp. 1588-1593.
- [5] A Lechowicz and J Zimon, "Determination of the electric drive car parameters using Matlab/Simulink," in *Electrodynamics and Mechatronics, 2009. SCE 11 '09. 2nd International Students Conference on*, 2009, pp. 27-28.
- [6] TD Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- [7] F Aparicio Izquierdo, C Vera Álvarez and V Díaz López, *Teoría De Los Vehículos Automóviles*. Madrid: Sección de Publicaciones de Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 2001.
- [8] J Font Mezquita, JF Dols Ruiz and Universidad Politecnica, *Tratado Sobre Automóviles*. Valencia: Universidad Politecnica de Valencia, 1997.